

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

平3-121336

⑬ Int.Cl.⁸

F 16 H 3/44
1/36

識別記号

Z

庁内整理番号

9030-3J
8613-3J

⑭ 公開 平成3年(1991)5月23日

審査請求 未請求 請求項の数 4 (全9頁)

⑮ 発明の名称 自動変速機のギアトレーン

⑯ 特 願 平1-258287

⑰ 出 願 平1(1989)10月3日

⑱ 発 明 者 大 塚 邦 雄 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
内

⑲ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑳ 代 理 人 弁理士 志賀 富士弥 外3名

明 細 書

1. 発明の名称

自動変速機のギアトレーン

2. 特許請求の範囲

(1) 入力軸と摩擦要素を介して連結されると共に、2個の構成要素どうしが連結される第1、第2遊星歯車組と、

該第1、第2遊星歯車組と2個の構成要素で連結されると共に、出力軸に連結する第3遊星歯車組と、より成る自動変速機のギアトレーン。

(2) 平行配置される入力軸および出力軸を備え、入力軸側に設けられ該入力軸と摩擦要素を介して連結されると共に、2個の構成要素どうしが連結される第1、第2遊星歯車組と、

該第1、第2遊星歯車組と2個の構成要素で連結されると共に、出力軸側に設けられ該出力軸に連結する第3遊星歯車組と、より成る自動変速機のギアトレーン。

(3) 平行配置される入力軸および出力軸を備え、入力軸側に設けられ該入力軸と摩擦要素を介して

連結されると共に、2個の構成要素どうしが連結される第1、第2遊星歯車組と、

該第1、第2遊星歯車組と2個の構成要素で連結されると共に、出力軸側に設けられ該出力軸に連結する第3遊星歯車組と、より成り、

上記第1、第2遊星歯車組と第3遊星歯車組との連結の一方側を、出力軸および入力軸の端部に設けた歯車により行うことを特徴とする自動変速機のギアトレーン。

(4) 平行配置される入力軸および出力軸を備え、該入力軸に第1摩擦要素を介して結合可能な第1サンギア、該第1サンギアに啮合される第1ピニオンギア、該第1ピニオンギアの公転を取り出す第1ピニオンキャリア、第1ピニオンギアに啮合され第2摩擦要素を介して固定可能なリングギアからなる第1遊星歯車組と、

上記入力軸に第3摩擦要素を介して結合可能な第4摩擦要素を介して固定可能な第2サンギア、該第2サンギアに啮合される第2ピニオンギア、該第2ピニオンギアの公転を取り出し第5摩擦要

索を介して入力軸に結合可能かつ上記第1リングギアに結合される第2ピニオンキャリア、該第2ピニオンキャリアに啮合され上記第1ピニオンキャリアに結合される第2リングギアからなる第2遊星歯車組と、

上記出力軸に結合される第3サンギア、該第3サンギアに啮合される第3ピニオンギア、該第3ピニオンギアの公転を取り出し第6摩擦要素を介して固定可能なピニオンキャリア、第3ピニオンギアに啮合される第3リングギアからなる第3遊星歯車組と、を設け、

上記第1ピニオンキャリアと上記出力軸とを第1平行軸歯車組を介して連結すると共に、上記第1リングギアと上記第3リングギアとを第2平行軸歯車組を介して連結したことを特徴とする自動変速機のギアトレーン。

3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

本発明は自動変速機のギアトレーンに関し、とりわけ、3組の遊星歯車組を用いて変速を多段化

に主変速機を設けると共に、出力軸に副変速機を設け、入力軸と出力軸とを平行軸歯車を介して連結することにより構成できる。

発明が解決しようとする課題

しかしながら、かかる特開昭63-47542号公報に開示されるように構成することにより、多段化された自動変速機をF.F用として適用することができるのではあるが、主変速機を自動切換するための摩擦要素(5個)以外に副変速機を切り換えるための摩擦要素(2個)が必要となり、摩擦要素の数が著しく増加されてしまう。

また、主変速機と副変速機とが直列関係をもって結合されるため、最終的に得られる変速比は主変速機の変速比と副変速機の変速比との積となるため、該変速比が大き過ぎたりまたは小さ過ぎたりし、全変速域に亘ってそれぞれの変速比を最速状態に設定するのが著しく困難になってしまう。

更に、主変速機と副変速機とが独立して変速されるため、これら両方の変速機が同時に変速切り換えされる場合があり、このときの変速ショック

できるようになった自動変速機のギアトレーンに関する。

従来の技術

一般に、自動変速機が搭載された車両にあっては、自動変速される前進の変速段は3段若しくはオーバードライブを含めて4段に設定されるが、近年ではより滑らかな変速を達成するため前進5段以上になる多段化が提案されている(特開昭62-83541号公報参照)。

即ち、かかる多段化を達成するための自動変速機では、遊星歯車組が2組設けられる前進4段の変速機(主変速機)と、遊星歯車組が1組設けられる2段切り換えの変速機(副変速機)とを直列に連結することにより構成され、主変速機で変速された回転数を副変速機で更に変速している。

また、かかる多段化される自動変速機をF.F用のトランスアクスルとして構成しようとする場合には、特開昭63-47542号公報に開示されるように入力軸と出力軸を平行配置し、入力軸

を低減するために摩擦要素の切換制御が著しく複雑になってしまうという各種課題があった。

因に、F.F用の多段化自動変速機としては、上述したもの以外に、特開昭62-155356号公報があるが、これは1組の遊星歯車組と複数組の平行軸歯車組の組み合わせにより構成されるギアトレーンで、平行軸歯車を用いることによる大型化とか、摩擦要素に作用するトルクが大きくなることから該摩擦要素の大型化、および摩擦要素が平行軸歯車組と直列に配置されることによる大型化等が来されると共に、変速時に摩擦要素が回転状態で切り換えらえるため制御性が悪化される等の各種不具合を有している。

そこで、本発明はかかる従来の課題に鑑みて、3組の遊星歯車組を複合的に組み合わせる構成することにより、前進5段、後進1段の変速段が提供でき、かつ、各変速段の変速比の設定幅を拡大することができると共に、摩擦要素の切り換え制御を簡単に行うことができる自動変速機のギアトレーンを提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

かかる目的を達成するため第1発明は、入力軸と摩擦要素を介して連結されると共に、2個の構成要素どうしが連結される第1、第2遊星歯車組と、該第1、第2遊星歯車組と2個の構成要素で連結されると共に、出力軸に連結する第3遊星歯車組とにより構成する。

作用

以上の構成により第1発明の自動変速機のギアトレーンにあっては、前進5段、後進1段の変速段を提供することができると共に、3組の遊星歯車組が独立して変速制御されることがない。

また、かかる目的を達成するため第2発明は、平行配置される入力軸および出力軸を備え、入力軸側に設けられ該入力軸と摩擦要素を介して連結されると共に、2個の構成要素どうしが連結される第1、第2遊星歯車組と、該第1、第2遊星歯車組と2個の構成要素で連結されると共に、出力軸側に設けられ該出力軸に連結する第3遊星歯車組とにより構成する。

以上の構成により第3発明の自動変速機のギアトレーンにあっては、前進5段、後進1段の変速段を提供することができると共に、3組の遊星歯車組が独立して変速制御されることがなく、また、入力軸および出力軸を平行配置すると共に、第1、第2遊星歯車組を入力軸側に、第3遊星歯車組を出力軸側に設けたので、軸長の短いF・F車用自動変速機のギアトレーンを提供することができる。

更にまた、かかる目的を達成するため第4発明は、平行配置される入力軸および出力軸を備え、該入力軸に第1摩擦要素を介して結合可能な第1サンギア、該第1サンギアに啮合される第1ピニオンギア、該第1ピニオンギアの公転を取り出す第1ピニオンキャリア、第1ピニオンギアに啮合され第2摩擦要素を介して固定可能なリングギアからなる第1遊星歯車組と、上記入力軸に第3摩擦要素を介して結合可能かつ第4摩擦要素を介して固定可能な第2サンギア、該第2サンギアに啮合される第2ピニオンギア、該第2ピニオンギアの公転を取り出し第5摩擦要素を介して入力軸に

作用

以上の構成により第2発明の自動変速機のギアトレーンにあっては、前進5段、後進1段の変速段を提供することができると共に、3組の遊星歯車組が独立して変速制御されることがなく、また、入力軸および出力軸を平行配置すると共に、第1、第2遊星歯車組を入力軸側に、第3遊星歯車組を出力軸側に設けたので、軸長の短いF・F車用自動変速機のギアトレーンを提供することができる。

更に、かかる目的を達成するため第3発明は、平行配置される入力軸および出力軸を備え、入力軸側に設けられ該入力軸と摩擦要素を介して連結されると共に、2個の構成要素どうしが連結される第1、第2遊星歯車組と、該第1、第2遊星歯車組と2個の構成要素で連結されると共に、出力軸側に設けられ該出力軸に連結する第3遊星歯車組と、より成り、上記第1、第2遊星歯車組と第3遊星歯車組との連結の一方側を、出力軸および入力軸の端部に設けた歯車により行う構成とする。

作用

結合可能かつ上記第1リングギアに結合される第2ピニオンキャリア、該第2ピニオンキャリアに啮合され上記第1ピニオンキャリアに結合される第2リングギアからなる第2遊星歯車組と、上記出力軸に結合される第3サンギア、該第3サンギアに啮合される第3ピニオンギア、該第3ピニオンギアの公転を取り出し第6摩擦要素を介して固定可能なピニオンキャリア、第3ピニオンギアに啮合される第3リングギアからなる第3遊星歯車組とを設け、上記第1ピニオンキャリアと上記出力軸とを第1平行軸歯車組を介して連結すると共に、上記第1リングギアと上記第3リングギアとを第2平行軸歯車組を介して連結することにより構成する。

作用

以上の構成により第4発明の自動変速機のギアトレーンにあっては、第1摩擦要素を締結した状態で第2摩擦要素を締結すると、第1リングギアが固定されるため第1サンギアに入力された入力軸回転は減速されて第1ピニオンキャリアに伝達

され、これが第1平行軸歯車組を介して出力軸に出力される。

そして、上記第2摩擦要素を第8摩擦要素に切り換えると、出力軸の回転が第2遊星歯車組を介して上記第1リングギアに伝達されてこれが回転されるため、上記第1ビニオンキャリアの回転比は変化される。

また、上記第6摩擦要素を第4摩擦要素に切り換えると第2サンギアが固定されるため、第1ビニオンキャリアに結合された第2リングギアを介して入力される回転により、第2ビニオンキャリアと共に上記第1リングギアが回転されるため、上記第1ビニオンキャリアの回転比は更に変化される。

更に、上記第4摩擦要素を第5摩擦要素に切り換えると、第2ビニオンキャリアが入力軸に結合されて第1リングギアと第1サンギアとが一体に回転されるため、第1ビニオンキャリアは入力軸と等速回転される。

次に、この等速回転状態で第1摩擦要素を第4

で、摩擦要素を1つずつ切り換えて行けばよく、変速制御が著しく容易に行われることになる。

実施例

以下、本発明の実施例を図に基づいて詳細に説明する。

即ち、第1図は本発明の第1実施例を示す自動変速機のギアトレーン10の概略図で、12は入力軸、14は出力軸で、これら入、出力軸12、14は互いに平行配置される。

上記入力軸12には図中左方に設けられる図外のトルクコンバータを介して図外のエンジン回転が入力されるようになっており、かつ、該出力軸14の図中左方はファイナルギア16を介してディファレンシャルギア18に連結されるようになっている。

ところで、上記入力軸12には第1サンギア20_a、該第1サンギア20_aに啮合される第1ビニオンギア20_b、該第1ビニオンギア20_bに啮合される第1リングギア20_cおよび第1ビニオンギア20_dの公転を取り出す第1ビニオンキャリ

ア20_eからなる第1遊星歯車組20が設けられると共に、第2サンギア22_a、該第2サンギア22_aに啮合される第2ビニオンギア22_b、該第2ビニオンギア22_bに啮合される第2リングギア22_cおよび第2ビニオンギア22_dの公転を取り出す第2ビニオンキャリア22_eからなる第2遊星歯車組22が設けられる。

また、本発明では出力軸から出力される最終的な変速比は、入力軸に設けられた第1遊星歯車組の第1ビニオンキャリアによって決定されるため、従来のように入力軸側の遊星歯車組の変速比と出力軸側の遊星歯車組の変速比との積により最終的な変速比が決定されるものとは異なり、各変速段の変速比を最速状態に設定するのが容易になる。

更に、出力軸側に設けられる第3遊星歯車組には第6摩擦要素が1個設けられるのみであり、かつ、入力軸側に設けられる第1、第2遊星歯車組の摩擦要素の数は従来のものに対して増加されることがないため、全体的な摩擦要素の数が削減されることになる。

更にまた、各変速段を順に切り換えるにあたっ

て、第1摩擦要素を第2摩擦要素に切り換えると、第1サンギア20_aは、第1摩擦要素としての第1クラッチC1を介して上記入力軸12に締結可能となっていると共に、上記第1リングギア20_cは第2摩擦要素としての第1バンドブレーキB1を介して図外のミッションケース側に固定可能となっている。

一方、上記第2サンギア22_aは、第3摩擦要素としての第3クラッチC3を介して上記入力軸12に結合可能であると共に、第4摩擦要素としての第3バンドブレーキB3を介して上記ミッションケース側に固定可能となっている。

また、上記第2ビニオンキャリア22_eは、第5摩擦要素としての第2クラッチC2を介して上

記入力軸12に結合可能であると共に、上記第1リングギア20_aに結合されている。

更に、上記第2リングギア22_aは上記第1ビニオンキャリア20_{pc}に結合されている。

そして、上記第1ビニオンキャリア20_{pc}は入力軸12側の出力メンバとなり、該第1ビニオンキャリア20_{pc}に出力歯車24_aが装着されている。

尚、上述した第1遊星歯車組20、第2遊星歯車組22および出力歯車24_aは図中上半部のみを示し、実際には入力軸12に対して回転対称に構成される。

一方、上記出力軸14には上記出力歯車24_aに啮合される入力歯車24_bが装着され、これら出力歯車24_aと入力歯車24_bとによって第1平行軸歯車組24が構成され、該第1平行軸歯車組24を介して入力軸12側の回転が出力軸14側に伝達されるようになっている。

ところで、上記出力軸14には上記第1遊星歯車組20の外周部に対応する位置に、第3サンギ

ア26_a、28_bによって第2平行軸歯車組28が構成され、該第2平行軸歯車組28を介して第3リングギア26_aに伝達された回転が第1リングギア20_aに輸入されるようになっている。

以上の構成により本実施例のギアトレイン10にあっては、次の第1表に示すように各摩擦要素が締結および解放されることにより、前進の第1速から第5速および後退段が得られるようになっている。

第1表

摩擦要素 要素名	第1摩擦 要素C1	第5摩擦 要素C2	第3摩擦 要素C3	第2摩擦 要素B1	第6摩擦 要素B2	第4摩擦 要素B3
第1速	○			○		
第2速	○				○	
第3速	○					○
第4速	○	○				
第5速		○				○
後退			○	○		

尚、同表中○印は締結状態を示し、無印は解放状態を示す。

ア26_a、該第3サンギア26_aに啮合される第3ビニオンギア26_b、該第3ビニオンギア26_bに啮合される第3リングギア26_aおよび第3ビニオンギア26_bの公転を取り出す第3ビニオンキャリア26_{pc}からなる第3遊星歯車組26が設けられる。

尚、上記第3ビニオンギア26_bは2個のビニオンギア26_{b1}、ビニオンギア26_{b2}によりダブルビニオンとして構成され、第3サンギア26_aの回転が第3リングギア26_aに正転状態で伝達されるようになっている。

ところで、上記第3サンギア26_aは上記出力軸14に結合されると共に、上記第3ビニオンキャリア26_{pc}は第6摩擦要素としての第2バンドブレーキB2を介してミッションケースに固定可能となっている。

ここで、本実施例では上記第1リングギア20_aの外周に歯車28_aを形成すると共に、上記第3リングギア26_aの外周に該歯車28_aに啮合される歯車28_bを形成し、これら両歯車2

即ち、第1速では第1クラッチC1(第1摩擦要素)と第1バンドブレーキB1(第2摩擦要素)とを締結することにより、入力軸12回転は第1サンギア20_aに伝達されると共に、第1リングギア20_aは固定される。

従って、上記第1サンギア20_a回転により第1ビニオンギア20_bは自転されつつ公転され、このときの公転が第1ビニオンキャリア20_{pc}によって大きな減速比として取り出され、そして、第1平行軸歯車組24を介して出力軸14に伝達される。

次に、第2速では上記第1速状態から第1バンドブレーキB1(第2摩擦要素)を第2バンドブレーキB2(第6摩擦要素)に切り換えることにより、上記第1リングギア20_aの回転が可能となり、かつ、第3ビニオンキャリア26_{pc}が固定されることにより、出力軸14回転は第3サンギア26_aおよび第3ビニオンギア26_bを介して第3リングギア26_aに伝達され、該第3リングギア26_a回転は第2平行軸歯車組28を介して第

1リングギア20_aに伝達される。

このとき、上記第3ピニオンギア26_aはダブルプラネタリとして構成されているので、第3リングギア26_aは第3サンギア26_aと同方向に回転され、延いては、第1リングギア20_aを第1ピニオンギア20_aの公転方向に回転させるため、第1ピニオンキャリア20_{pc}の回転は上記第1速より増速される。

次に、第3速では上記第2速状態から第2バンドブレーキB3(第6摩擦要素)を第3バンドブレーキB3(第4摩擦要素)に切り換えることにより、第2サンギア22_aは固定されるため、第1ピニオンキャリア20_{pc}の回転はこれに結合された第2リングギア22_aを介して第2ピニオンギア22_aに伝達されて、第2サンギア22_aの外周を自転しつつ公転され、この公転が第2ピニオンキャリア22_{pc}を介してこれに結合された上記第1リングギア20_aに、第1ピニオンキャリア20_{pc}と同方向の回転として伝達される。

尚、この場合の第1リングギア20_aの回転は

従って、第2ピニオンギア22_aは第2サンギア22_aの外周を入力軸12と等しい回転で公転されつつ自転されるため、第2リングギア22_aの回転は該入力軸12より増速され、これが第1ピニオンキャリア20_{pc}に伝達されることで、最も増速された状態となる。

ところで、後退段にあっては第3クラッチC3(第3摩擦要素)と第1バンドブレーキB1(第2摩擦要素)とを締結することにより、第2ピニオンキャリア22_{pc}の回転が阻止された状態で第2サンギア22_aに輸入軸12回転が伝達されるため、該第2サンギア22_aの回転は第2リングギア22_aに逆転して伝達されると共に、両者のギア比をもって減速され、この逆転、減速された回転が第1ピニオンキャリア20_{pc}に伝達される。

尚、上記第1遊星歯車組20の第1リングギア20_aおよび第1サンギア20_a、第2遊星歯車組22の第2リングギア22_aおよび第2サンギア22_a、第3遊星歯車組26の第3リングギア26_aおよび第3サンギア26_aのそれぞれの歯数お

上記第2速の場合より速くなるように設定され、第1ピニオンキャリア20_{pc}の回転は該第2速より増速される。

次に、第4速では上記第3速状態から第3バンドブレーキB3(第4摩擦要素)を第2クラッチC3(第5摩擦要素)に切り換えることにより、第2ピニオンキャリア22_{pc}は入力軸12に結合され、該第2ピニオンキャリア22_{pc}に結合された第1リングギア20_aに輸入軸12回転が伝達されるため、該第1リングギア20_aと第1サンギア20_aとは同方向に等速回転される。

このため、第1ピニオンキャリア20_{pc}は入力軸12と等速回転状態となり、上記第3速より増速される。

次に、第5速では上記第4速状態から第1クラッチC1(第1摩擦要素)を第3バンドブレーキB3(第4摩擦要素)に切り換えることにより、第2サンギア22_aが固定された状態で第2ピニオンキャリア22_{pc}に輸入軸12回転が伝達される。

よび歯数比は、次の第2表のように設定されている。

第2表

	リングギア7歯数	9747歯数	歯数比
第1速減速歯車組	75枚	23枚	0.440
第2速減速歯車組	75枚	42枚	0.560
第3速減速歯車組	75枚	25枚	0.467

そして、上記第2表増速元値から得られる各変速段のギア比は次の第3表のように設定される。

第3表

変速段	ギア比
第1速	2.785
第2速	1.952
第3速	1.545
第4速	1.000
第5速	0.594
後退	2.272

以上のように本実施例のギアトレイン10においては、入力軸12に配置される第1遊星歯車組

20および第2遊星歯車組22と、出力軸14に配置される第3遊星歯車組26とをそれぞれ組合的に組み合わせて構成されているので、従来のように単に入力軸12から出力される変速回転を出力軸14側で再度変速するという直列変換タイプの複合変速機(主変速機と副変速機の組み合わせ)と異なり、変速比の設定幅を全変速段に亘って広く取ることができ、各変速段の変速比を最適状態で設定できる。

また、上記第1、第2、第3遊星歯車組20、22、26が組合的に結合されることにより、第3遊星歯車組26に設けられる摩擦要素は、出力軸14回転を第3リングギア26に伝達するかどうかを決定すればよく、従って、該摩擦要素としては第2バンドブレーキB2の1個のみで済み、全体の摩擦要素の数を削減することができる。

更に、本実施例のギアトレーン10では上記第1表に示すように、前進段で第1速から第5速に順次変速される際、1つの摩擦要素の切り換えにより達成されるため、摩擦要素に供給される作動

液圧の切り換え制御が著しく簡単になり、延いては、コントロールバルブを含む制御装置の構成が簡単化される。

更にまた、本実施例では第1遊星歯車組20と第2遊星歯車組22との組み合わせにおいて、第1図に示すように第1クラッチC1、第2クラッチC2、第3クラッチC3および第3バンドブレーキB3をそれぞれ同心状に配置することができると共に、第1バンドブレーキB1を第2遊星歯車組22の外周に同心状に配置することができるため、ギアトレーン10の軸方向長さを大幅に短縮化することが可能となり、F.F車に搭載されるトランスアクスルに本実施例のギアトレーン10を適用することにより、特に優れた効果を発揮することができる。

第2図は、本発明の第2実施例を示す自動変速機のギアトレーン110の概略図で、該ギアトレーン110はF.R用として構成されたもので、F.F用として構成された上記第1実施例と同一構成部分の符号に、番号では100を付加し、ア

ルファベットでは小文字にしてそれぞれ示す。

また、第2実施例と第1実施例とでは、対応する構成部分の機能はそれぞれ同様であるため、第2実施例の詳細な説明は省略する。

発明の効果

以上の構成により第1発明の自動変速機のギアトレーンにあっては、前進5段、後進1段の変速段を提供することができると共に、3組の遊星歯車組が独立して変速制御されることがないので、変速ショックを低減することができる。

また、第2発明の自動変速機のギアトレーンにあっては、前進5段、後進1段の変速段を提供することができると共に、3組の遊星歯車組が独立して変速制御されることがないので、変速ショックを低減することができ、かつ、入力軸および出力軸を平行配置すると共に、第1、第2遊星歯車組を入力軸側に、第3遊星歯車組を出力軸側に設けたので、軸長の短いF.F車用の自動変速機のギアトレーンを提供することができる。

更に、第3発明の自動変速機のギアトレーンに

あっては、前進5段、後進1段の変速段を提供することができると共に、3組の遊星歯車組が独立して変速制御されることがないので、変速ショックを低減することができ、かつ、入力軸および出力軸を平行配置すると共に、第1、第2遊星歯車組を入力軸側に、第3遊星歯車組を出力軸側に設けたので、軸長の短いF.F車用の自動変速機のギアトレーンを提供することができる。

更にまた、第4発明の自動変速機のギアトレーンにあっては、平行配置される入力軸および出力軸を備え、該入力軸に、第1、第2、第3、第4、第5摩擦要素を介してそれぞれの構成メンバーの結合関係が変化される第1遊星歯車組および第2遊星歯車組を配置し、該第1遊星歯車組のピニオンキャリア回転を第1平行軸歯車組を介して出力軸に伝達すると共に、該出力軸に、第6摩擦要素を介して第3リングギアに出力軸回転を減速して伝達する第3遊星歯車組を配置し、上記第1遊星歯車組の第1リングギアと該第3遊星歯車組の第3リングギアとを第2平行軸歯車組を介して連結す

ることにより、前述5段の多段化を達成させるようにしたので、かかる第1、第2、第3遊星歯車組は第1平行軸歯車組および第2平行軸歯車組を介して複合的に結合されることになる。

このように、各遊星歯車組を複合的に結合することにより、出力軸から出力される最終的な変速比を、第1遊星歯車組の第1ピニオンキャリア回転によって決定することができるようになる。

このため、従来のように入力軸側の遊星歯車組の変速比と出力軸側の遊星歯車組の変速比との積により最終的な変速比が決定されるものと異なり、第1、第2、第3遊星歯車組の複合によって変速比が決定されるため、各変速段の変速比の設定幅を著しく広げることができるようになり、それぞれの変速比を最適状態に設定し易くなる。

従って、出力軸側に設けられる第3遊星歯車組に必要とされる摩擦要素は1つとなり、全体的な摩擦要素の数を削減することができると共に、各変速段を順に切り換えるにあたって、摩擦要素を1つずつ切り換えて行けばよく、締結ショックを

少なくしつつ変速する場合の変速制御を著しく容易に行うことができ、該摩擦要素の切り換えを行うための制御機構を著しく簡単化することができる。

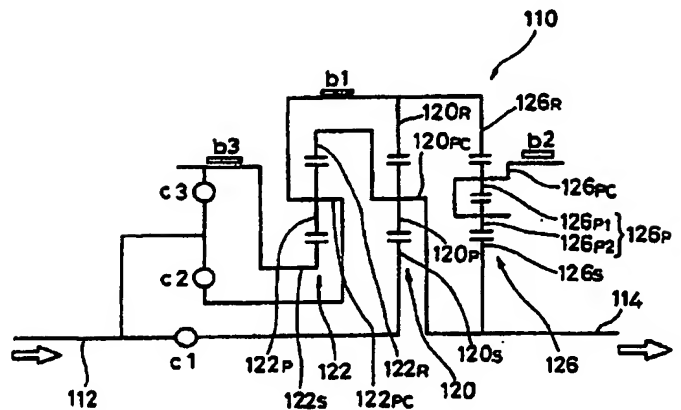
また、複数の摩擦要素を相互に、あるいは摩擦要素と遊星歯車組とをそれぞれ同心状に配置することができるため、軸方向の長さを顕著に短縮化して小型化を達成することができ、特に、パワープラントが横置きされるP.F車に適用した場合に、その顕著な効果を発揮することができるという優れた効果を奏する。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の第1実施例を示す概略構成図、第2図は本発明の第2実施例を示す概略構成図である。

10、110…ギアトレーン、12、112…入力軸、14、114…出力軸、20、120…第1遊星歯車組、20a、120a…第1サンギア、20p、120p…第1ピニオンギア、20s、120s…第1リングギア、20pc、120pc…第1ピニオンキャリア、22、122…第2遊星歯車組、22a、122a…第2サンギア、22p、122p…第2ピニオンギア、22s、122s…第2リングギア、22pc、122pc…第2ピニオンキャリア、24…第1平行軸歯車組、26、126…第3遊星歯車組、26a、126a…第3サンギア、26p、126p…第3ピニオンギア、26s、126s…第3リングギア、26pc、126pc…第3ピニオンキャリア、28…第2平行軸歯車組、C1、c1…第1クラッチ（第1摩擦要素）、C2、c2…第2クラッチ（第5摩擦要素）、C3、c3…第3クラッチ（第3摩擦要素）、B1、b1…第1バンドブレーキ（第2摩擦要素）、B2、b2…第2バンドブレーキ（第6摩擦要素）、B3、b3…第3バンドブレーキ（第4摩擦要素）。

第2図

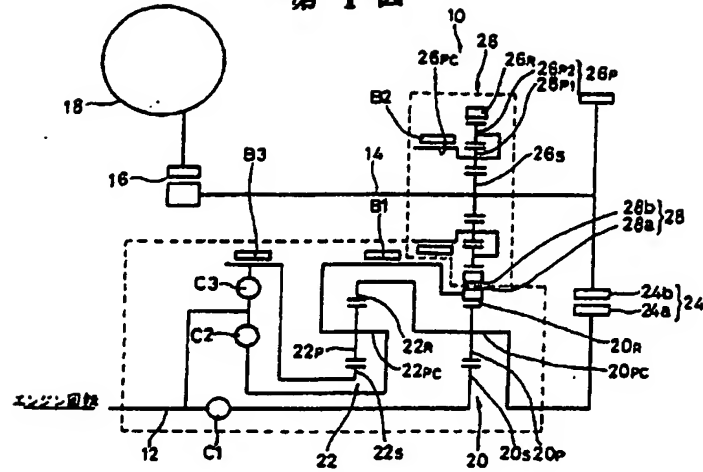


代理人 忠 賀 富 士 弥

外3名



第 1 図



- | | |
|----------------------|------------------------------|
| 10 ...ギアトレン | 24 ...第 1 平行軸歯車組 |
| 12 ...入力軸 | 26 ...第 3 逆風歯車組 |
| 14 ...出力軸 | 28p ...第 3 ビニオンギア |
| 20 ...第 1 逆風歯車組 | 26pc ...第 3 ビニオンキャリア |
| 20p ...第 1 ビニオンギア | 26a ...第 3 リングギア |
| 20pc ...第 1 ビニオンキャリア | 28s ...第 3 サングア |
| 20a ...第 1 リングギア | 28 ...第 2 平行軸歯車組 |
| 20s ...第 1 サングア | B1 ...第 1 バンドブレーキ (第 2 摩擦要素) |
| 22 ...第 2 逆風歯車組 | B2 ...第 2 バンドブレーキ (第 6 摩擦要素) |
| 22p ...第 2 ビニオンギア | B3 ...第 3 バンドブレーキ (第 4 摩擦要素) |
| 22pc ...第 2 ビニオンキャリア | C1 ...第 1 クラッチ (第 1 摩擦要素) |
| 22a ...第 2 リングギア | C2 ...第 2 クラッチ (第 5 摩擦要素) |
| 22s ...第 2 サングア | C3 ...第 3 クラッチ (第 3 摩擦要素) |